

В результате исследования произведены следующие расчёты для потенциальных инвесторов:

- определён алгоритм расчета экономической целесообразности использования солнечных панелей;
- разработана программа для расчета экономической целесообразности.

Определены вопросы для дальнейшего исследования, а именно:

- каково увеличение потребления энергии после установки фотоэлектрических панелей;
- как фотоэлектрические панели, подключенные к сети, влияют на качество энергии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Global Energy Perspective 2019 // URL: <https://www.mckinsey.com/industries/oil-and-gas/our-insights/global-energy-perspective-2019> (дата обращения 14.11.2019).
2. Photovoltaic Geographical Information System (PVGIS) // URL: <https://ec.europa.eu/jrc/en/pvgis> (дата обращения 22.11.2019).
3. Burger B. Öffentliche Nettostromerzeugung in Deutschland im Jahr 2018. [Электронный ресурс]. – режим доступа: https://www.ise.fraunhofer.de/content/dam/ise/de/documents/news/2019/Stromerzeugung_2018_3.pdf (дата обращения: 25.01.2020).
4. Energia solar vai gerar mais de 120 mil empregos no Brasil em 2020, projeta ABSOLAR // URL: http://www.absolar.org.br/deixeasolarcrescer/wp-content/uploads/2019/12/o_hvQK.pdf (дата обращения: 14.01.2020)

Дос Сантос Феррейра Жуниор Флавио (Бразилия)

Томский политехнический университет, г. Томск

Научный руководитель: Крауиньш Петр Янович, д.т.н., профессор

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРИВОДНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

Планетарные редукторы широко используются в современной промышленности благодаря их превосходным характеристикам, таким как длительный и надежный срок службы, широкий диапазон возможных передаточных чисел, чрезвычайно надежная работа в условиях динамич-

ческой нагрузки, компактная конструкция и высокий коэффициент полезного действия. Что касается их применения, то наиболее распространенными являются области робототехники, спутниковой техники, станков, лифтов, конвейеров и т. д. [1].

Цель работы – Изучение влияния вибраций, вызванных допустимой несбалансированной массой ротора двигателя, на привод планетарного редуктора путем ее математического моделирования.

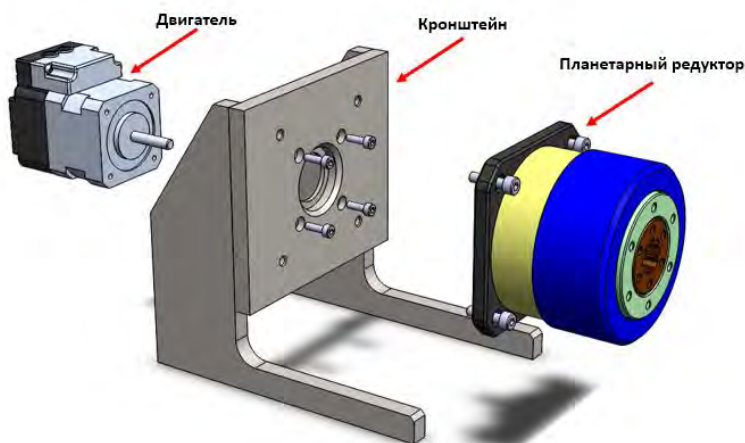


Рис.1. Механическая конструкция: двигатель – кронштейн - редуктор.

Определение остаточного дисбаланса было рассчитано в соответствии с руководящими принципами, установленными ISO 1940/1, с русской версией, соответствующей ГОСТ 22061-76, для класса точности балансировки ротора. На рисунке 2 показаны данные, касающиеся ротора двигателя, его диаметра и массы. Определение допустимого остаточного дисбаланса ротора:

$$U_{\text{per}} = 9549 * G * \frac{W}{N} \quad (1)$$

Где: G - качество балансировки; W - масса ротора; N - скорость ротора. Таким образом:

$$U_{\text{per}} = 9549 * 6.3 * \frac{0.24489}{3000} = 4.9107 \text{ г.мм}$$

Поэтому, допустимая остаточная несбалансированная масса будет:

$$M_{\text{per}} = \frac{U_{\text{per}}}{\text{Радиус ротора}} = \frac{4.9107 \text{ г.мм}}{16.8 \text{ мм}} = 0.29230 \text{ г} \quad (2)$$

Следовательно, мы можем получить несбалансированную силу относительно остаточной массы ротора следующим образом:

$$F_{\text{десб. (ротор)}} = M_{\text{per}} * r * W^2 = 0.48467 \text{ Н} \quad (3)$$

Математическое моделирование - Двигатель и Кронштейн

На рисунке 3 показана схема для математической модели между двигателем и кронштейном.

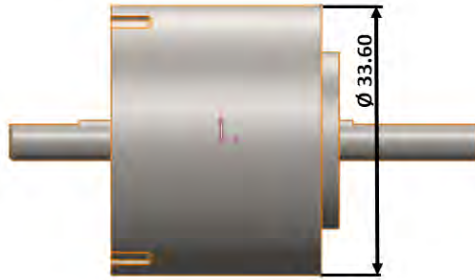


Рис.2. Диаметр и масса ротора. (Масса 0,24489 Кг)

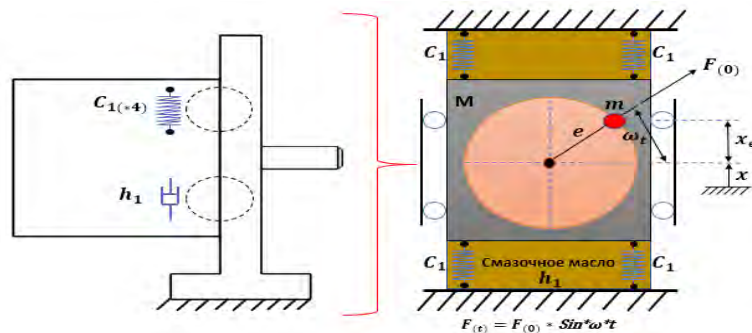


Рис.3. Схема для изучения вибрации в роторе двигателя.

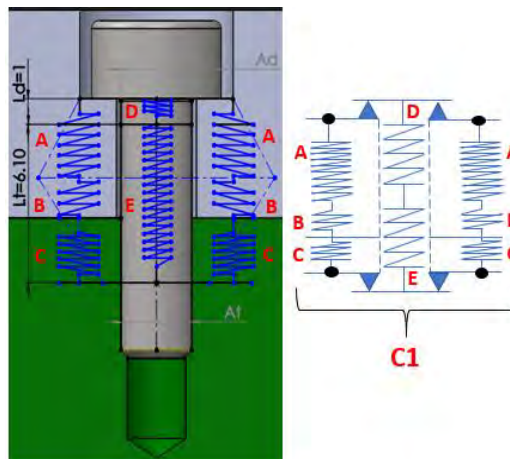


Рис.4. Ассоциация упругих элементов.

Система была настроена на перемещение только в вертикальном направлении. Коэффициент жесткости $C1$ представляет собой соединенные компоненты, то есть фланец двигателя и кронштейн, через 4 винта размеров М3х0.5. $C1$ будет получен путем расчета ассоциации пружин, как показано на схеме на рисунке 4. Жесткость фланцевого соединения определяется расчетом на основе метода, известного как “метод конуса” [2]. Поскольку значения коэффициента жесткости сборки и

массы двигателя известны, собственную частоту монтажа двигателя в кронштейне можно определить по следующему уравнению:

$$\omega_H = \sqrt{\frac{4 \cdot C_1}{m_1}} \quad (4)$$

Теперь мы можем определить соотношение частот:

$$r = \frac{\omega}{\omega_H} \quad (5)$$

Коэффициент частоты также может быть определен следующим уравнением:

$$r = \sqrt{1 - 2\delta^2} \quad (6)$$

Подставляя значение r , рассчитанное в уравнении 5, мы можем получить коэффициент демпфирования системы δ .

Коэффициент демпфирования также можно получить по следующему уравнению:

$$\delta = \frac{h_1}{h_{\text{критический}}} = \frac{h_1}{2 \cdot m \cdot \omega_H} \quad (7)$$

Следовательно, постоянные (декремент) затухания h_1 будет:

$$h_1 = \delta \cdot 2 \cdot m \cdot \omega_H \quad (8)$$

Соотношений определена его упругая и вязкостная связь с кронштейном, который принимаем как абсолютно жестким и имеющим бесконечную массу.

Диаграмма действия сил в системе при наличии дисбаланса.

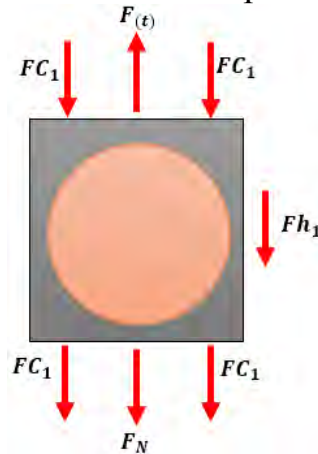


Рис.5. Баланс сил - M_1

На рисунке 5, мы видим представление диаграммы сил системы. Где: $\vec{F}_{(t)}$ - вертикальная составляющая силы дисбаланса; \vec{F}_{h_1} - демпферная сила; \vec{F}_{C_1} - сила упругости винта, \vec{F}_N - сила инерции тела – внутренние силы.

Силы в системе:

$$F_{(t)} = (4 \cdot c_1 \cdot x_e) + h_1 \cdot v_1 + M_1 \cdot a_1 \quad (9)$$

Из получившегося уравнения, выражаем ускорение для тела:

$$a_1 = \frac{F(t) - (4 * c_1 * x_e) - h_1 * v_1}{M_1} \quad (10)$$

Дифференциальные системные уравнения:

$$\frac{dx_1}{dt} = v_1 \quad (11)$$

$$\frac{dv_1}{dt} = \frac{F(t) - (4 * c_1 * x_e) - h_1 * v_1}{M_1} \quad (12)$$

Составление структурной схемы

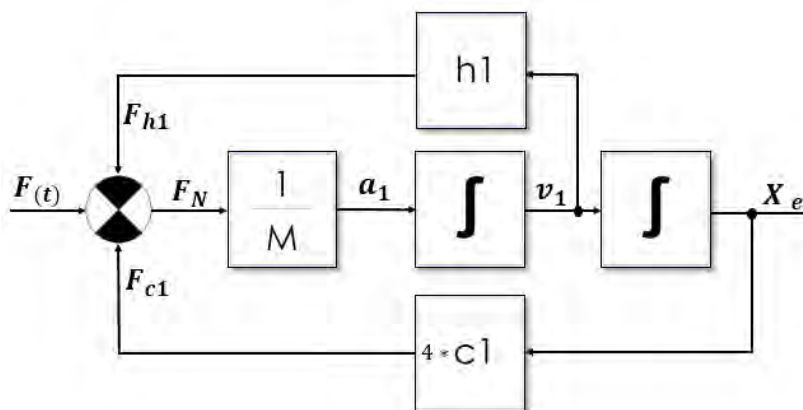


Рис.6. Структурная схема вибрационной системы.

Для этой системы было определено, что входом в систему является внешняя сила $F(t)$ сила от остаточной несбалансированной массы на роторе двигателя. Масса m представляет массу двигателя.

Когда двигатель начинает вращаться, возникает дисбаланс, вызванный массой m , расположенной в роторе двигателя на расстоянии “ e ” от оси вращения двигателя. Масса m вращается с частотой ω . Движение двигателя описывается следующим уравнением:

$$M\ddot{x} + h_1\dot{x} + 4 * c_1x = F(t) \quad (13)$$

Где: M - масса двигателя, c_1 - коэффициент жесткости пружины, h_1 - коэффициент демпфирования.

Сила $F(t)$ определяется уравнением:

$$F(t) = F(0) * \sin(\omega t) = m * e * \omega^2 * \sin(\omega t) \quad (14)$$

При воздействии силы $F(t)$ на массу M , тело начинает двигаться, результирующую силу F_N делим на массу M и получаем его ускорение a_1 , интегрируем получаем скорость v_1 , при повторном интегрировании получаем перемещение X_e , при этом возникают силы сопротивления: сила упругости F_{c1} и демпфирующая сила F_{h1} , которые показаны в виде обратных связей. Сила сопротивления F_{c1} учитывается коэффициентом жесткости винта C_1 и разницей перемещений X_e . Так же сила сопротив-

ления F_{h1} , которая представляет собой произведение коэффициента h_1 на разность скоростей v_1 .

Передаточная функция системы:

$$W(s) = \frac{\text{Выход}}{\text{Вход}} = \frac{X_s}{F(s)} \Rightarrow \frac{X_s}{F(s)} = \frac{1}{M \cdot s^2 + h_1 \cdot s + 4 \cdot c_1} \quad (15)$$

Получаем блок-схему системного уравнения:

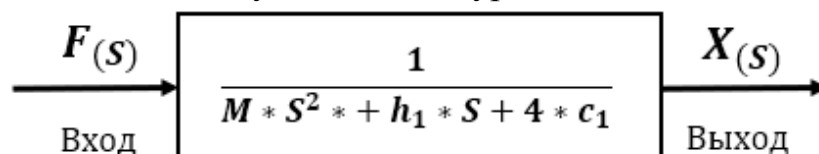


Рис.7. Схема системы передаточной функции.

Результаты математического моделирования

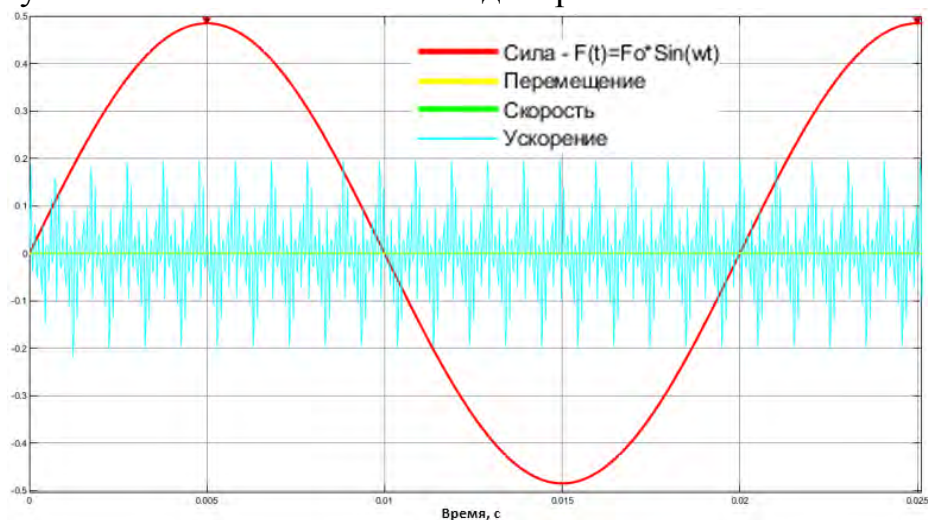


Рис.8. Структурная схема вибрационной системы.

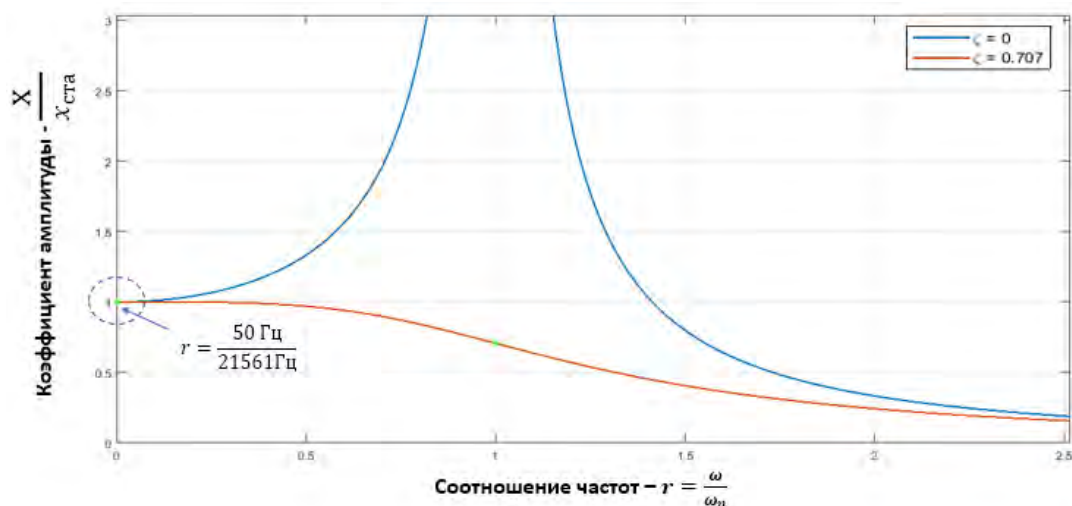


Рис.9. График резонансной характеристики системы.

Интерпретируя результаты, относящиеся к вибрационным характеристикам массы двигателя, мы видим, что максимальное перемещение массы составило $1.177 \cdot 10^{-10}$ м, в миллиметрах $1.177 \cdot 10^{-7}$ мм. Упругая муфта между двигателем и редуктором может поглотить перемещение до 0.2 мм, поэтому можно сделать вывод, что перемещение, вызванное несбалансированной вибрацией остаточной массы в роторе двигателя, не вызовет какой-либо механической неисправности сборки, так как это перемещение будет поглощено с огромным запасом прочности.

Наблюдение также может быть сделано относительно среднеквадратичной скорости, система представила результат $5.202 \cdot 10^{-7} \frac{\text{м}}{\text{с}}$, или $5.202 \cdot 10^{-4} \frac{\text{мм}}{\text{с}}$, ссылаясь на ГОСТ ИСО 10816-1-97. Машина, изучаемая в этой работе, характеризуется маленькими станками поэтому, согласно норме, относится к классу 1. Сделан вывод о том, что найденная среднеквадратичная скорость вибрации относится к числу скоростей, определенных как хорошие для правильной работы оборудования.

Точка, указанная на рисунке 9, указывает режим возбуждения и собственные частоты системы, поэтому можно заметить, что система работает с большим запасом прочности относительно возникновения резонанса, кроме того, на более высоких частотах амплитуда колебательного движения имеет тенденцию к по убыванию.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Степанова Д.Л. Кинематический волновой редуктор с модифицированным профилем зуба // XX Международная научно-практическая конференция «Современные техника и технологии» - 2014. - Секция 3 - С. 201-202.
2. Shigley, J.E. and C.R. Mischke, Mechanical Engineering Design. International ed. Sixth Metric Edition 2003, New York: McGraw-Hill, NY.
3. ГОСТ ИСО 10816-1-97. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть I. Общие требования.
4. ГОСТ 22061-76 Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения
5. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ. Вибрации / Барков А.В., Баркова Н.А. – СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2004. – 156 с. 4.Б.
6. Kelly, S.Graham. Fundamentals of Mechanical Vibrations – McGraw-Hill, 199 – 643 с.

7. Крагельский И.В. Трение волокнистых веществ – М.:Гизлегпром, 1941.-214с.
8. Решетов Д.Н. Детали машин-М: Машиностроение1989.-655с.
9. Козырев В.В. Планетарные редукторы в составе роботов и мехатронных систем. Учебное пособие, Владимир 2008г.

Жохара Ахмад (Сирия)

Московский государственный технологический университет
«СТАНКИН», г. Москва

Научный руководитель: Подураев Юрий Викторович, д.т.н., зав. кафедрой

КЛАССИФИКАЦИЯ И АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ ЭКЗОСКЕЛЕТОВ

Введение

В настоящее время в связи быстрым развитием науки о роботах стали появляться различные устройства, которые помогают восполнить утраченные двигательные функции человека. Они увеличивают мускульную силу, помогают повысить производительность труда и вернуть утраченные физические способности, например, инвалидам. Такими роботами-помощниками стали внешние скелеты или, как их называют, экзоскелеты.

В этой статье мы рассмотрим классификацию экзоскелетов в целом, но более подробно остановимся на классификации ExoAtlet 1.

Экзоскелет — это носимое устройство, работающее в паре с пользователем. Экзоскелет размещается на теле пользователя и действует как усилитель, улучшающий, усиливающий или восстанавливающий двигательную функцию человека. Экзоскелет может быть изготовлен из твердых материалов, таких, как металл или углеродное волокно, он также может быть полностью выполнен из мягких и упругих частей. Кроме того, экзоскелет может иметь автономное питание и быть оснащен датчиками и исполнительными механизмами, однако экзоскелеты могут быть и полностью пассивными.

Классификационное исследование понятий экзоскелетов

Мы можем использовать экзоскелет для нескольких целей. Классификацию экзоскелета в зависимости от цели можно разделить на три каталога:

1. Увеличение производительности. Экзоскелеты для повышения производительности в основном используются здоровыми пользовате-